

⑪ 日本国特許庁 (JP)

⑫ 特許出願公開

⑬ 公開特許公報 (A)

昭55—33983

⑭ Int. Cl.<sup>3</sup>  
F 16 C 23/08

識別記号 庁内整理番号  
6864—3 J

⑮ 公開 昭和55年(1980)3月10日

発明の数 3  
審査請求 有

(全 13 頁)

⑯ スキュー制御性を有する球面ころ軸受

⑰ 特 願 昭54—106731

⑱ 出 願 昭54(1979)8月23日

優先権主張 ⑲ 1978年9月1日 ⑳ 米国(US)  
㉑ 938926

㉒ 発 明 者 チボア・イー・タリアン  
アメリカ合衆国19073ペンシル  
バニヤ州ニュータウン・スクエ  
ア・ダンミンニング・ロード36

㉓ 発 明 者 コーリン・ジー・ヒングリー  
アメリカ合衆国19087ペンシル  
バニヤ州ラドナー・ベルローズ  
・レン438

㉔ 出 願 人 アクチエボラゲト・エス・カー  
ル・エフ  
スエーデン国41550イヨーテボ  
ルイ(無番地)

㉕ 代 理 人 弁理士 福田信行 外1名

明 細 書

1. 発明の名称

スキュー制御性を有する球面ころ軸受

2. 特許請求の範囲

- (1) 内側軌道を有する内側部材と、内側軌道とは離隔した外側軌道を有する外側部材と、該両軌道間の空間内に収められ、夫々軸心のまわりに回転可能な複数の転動体とを有する軸受において、少くとも一つの前記転動体が、その軸心と交わる基準線から所定の変化する曲率を有する輪郭を有する一方、前記内、外側軌道は、一定の曲率半径の曲率を有して成り、もつて前記転動体の輪郭が、外部から加わる荷重に反作用する力を形成する残留摩擦モーメントを生じるように荷重の下で圧力分布を形成し、前記転動体の軸心と、前記軸受の軸心とが同一平面にないとき、該転動体が、スキュー角度を有し、前記転動体と軌道との間の各接点に生じ、該転動体に軸方向へ作

用する摩擦力成分が、同一接点で該転動体に作用する法線接触力の軸方向成分と同一方向を向き、前記スキュー角度を、正とすることとを特徴とする軸受。

- (2) 特許請求の範囲(1)記載の軸受において、内側軌道の輪郭が、基準線近傍の転動体の輪郭よりも大きい曲率半径を有し、外側軌道の輪郭が、前記基準線近傍の転動体の輪郭よりも小さい曲率半径を有し、もつて前記内、外側軌道に夫々一極大性と二極大性との圧力分布を形成する輪郭関係が得られる軸受。
- (3) 特許請求の範囲(1)記載の軸受において、転動体輪郭の曲率が、基準線両側において、基準線近傍の転動体輪郭の曲率半径よりも小さい曲率半径部分を有する軸受。
- (4) 特許請求の範囲(1)記載の軸受において、基準線が、転動体の長さ方向中線に位置する軸受。
- (5) 特許請求の範囲(3)記載の軸受において、転動体輪郭上で異なる曲率半径部分は共通接線

で一体になつている軸受。

(6) 特許請求の範囲(3)記載の軸受において、転動体輪郭の上において小さい曲率半径部分は同一の曲率のものである軸受。

(7) 特許請求の範囲(3)記載の軸受において、転動体輪郭上において小さい曲率半径部分が、異なる大きさの曲率となつている軸受。

(8) 特許請求の範囲(1)記載の軸受において、転動体輪郭において、基準線両側曲率が、基準線近傍の曲率半径よりも大きい曲率半径を有する軸受。

(9) その間に空間を限定する如く離隔する内、外側軌道を有する内、外側部材と、該軌道間の空間内でその軸心のまわりに回転可能な複数の転動体とを備える軸受において、少くとも一つの前記転動体が、その軸心と交わる基準線から所定の可変曲率を有する輪郭を備え、一方、前記内、外側軌道は、一定半径の曲率を有し、前記転動体輪郭が、外部から加わる荷重に反作用する力を形成する残留摩擦モー

メントを生じるように、荷重下での圧力分布を形成することを特徴とする軸受。

(10) その間に環状空間を限定する如く離隔した内、外側軌道を有する内、外側部材と、該軌道間の空間内でその軸心のまわりに回転可能な複数の転動体とを備える軸受において、少くとも一つの前記転動体が、その軸心と交わる基準線から所定の可変曲率を有する輪郭を備える一方、前記内、外側軌道は一定の曲率半径の曲率を有し、もつて、前記転動体輪郭が、外部から加わる荷重に反作用する力を形成する残留摩擦モーメントを生じるように、荷重下で圧力分布を形成し、前記転動体の軸心と、前記軸受の軸心とが同一平面にないとき、前記転動体が、スキュー角度を有し、前記転動体と軌道との間の各接点で生じ、該転動体に軸方向へ作用する摩擦力成分が、同一接点で該転動体に作用する法線接触力の軸方向成分と同一方向に向き、前記スキュー角度を正とすることを特徴とする軸受。

### 3. 発明の詳細な説明

本発明は、ころ軸受、特に、ころのスキューの制御を行う構造に関する。

ころのスキューを制御する概念は、それ自体新しいものではない。この概念及び理論とは、本特許出願人の米国特許第 3,990,753 号に詳細に説明され、ここに参考として記述する(この特許は、ケルストロームの特許とここでは称する)。ケルストロームの特許では、球面ころ軸受でのころのスキューの原因は、軌道との接触点に生じる残留旋回運動に基づくものとして示される。正として定義づけられる方向へ小さき値でころをスキューさせると、軸受の摩擦、発熱、最終的には疲労寿命に対して有益な効果があることが示されている。ケルストロームは、正のスキューを得るために、旋回運動を制御する種々な技法を開示した。これ等の技法では、軌道の変更をするものである。例えば、一つの技法は、表面粗さの制御で摩擦係数の調節をする。他の技法では、軌道の適合性を変更するし、

また第三のスキュー制御技法としては、一つまたは両者の軌道に逃げ領域を設けるものである。これ等の技法の総てとは、ころ輪郭は、通常のものであつた。ケルストロームの技法は、総て、実施可能であり、所望の正のスキュー制御を達成するのに効果的であることが判明したが、下記に説明するように、荷重、速度、潤滑条件等の広い範囲にわたりあらゆる軸受の荷重を受けるところに対し、所望の僅かに正のスキュー姿勢を保证するべく、製造の際に、これ等の技法の総てを充分正確に制御することは、實際上困難であつた。本発明は、所定の態様でころ輪郭を過度的に変更すると共に、内、外軌道は一定の曲率半径で良いようにし、正のスキュー制御を達成する幾分多面的な装置を提供するものである。

ケルストロームの軌道の輪郭形成ないし凹所形成の技法では、ころと軌道との間の幾何学的関係が、荷重下の軸受の作用中に変化すれば、圧力分布が変化し、所望の小さい正のスキュー

を作るように理論的に構成された静的条件では、実際ところの大きな正のスキューまたは負のスキューすら生じ得ることが判明した。これ等は、明らかに望ましくない。相対的な形状寸法の変化は、例えば、作用条件に対して適合し従つて力の関係を変更するように相互に内、外輪が移動する複列自動調心球面ころ軸受で生じ得る。更に、現在軸受材料の選択に当つて比較的制限があるので、軌道の摩擦係数を選択的に変更するケルストロームの技法は制約をうける。その上、表面粗さによつて摩擦係数を制御するのは、製造上困難な技術である。更に、表面粗さは、摩耗のために軸受の寿命中に変化し、これは、勿論、スキュー制御を変更してしまふ。また、摩擦は、弾性流体力学な膜の程度で著しく影響を受け、これにより、スキュー制御の手段としての表面粗さの有効性に影響を及ぼす。

本発明によると、ころ輪郭は、選択的に変更され、自動調心軸受での相互間の軌道調節運動中でも、ころと軌道との間の形状寸法関係は、

一定に維持される。また、本発明の原理は、軸受が変化する荷重条件を受ける際に生じる形状寸法の変化と、常態の内部間隙とを吸収するように軸受での調節を補償する。要するに、本発明は、ころと軌道との間の形状寸法の関係が、不整合または荷重下のいづれでも、同一に維持されるスキュー制御技法を提供する。従つて、小さい正のスキューを与える所望のモーメント関係は、殆んど不変に維持される。

本発明の特別な輪郭のころの根本の原理は、二つの軌道の接点での圧力場を、軌道輪郭には変更を及ぼさずに弧状のままにしている、ころのスキュー制御に適合するように形成できるということであり、従つて、接点の形状寸法が軸受の軸方向不整合で影響されないという要件を満足させ得る。これは、通常の球面ころ軸受での圧力分布と、力の解析を下記に説明する所から明らかにならう。

弧状輪郭のころが、小さい曲率（大きい曲率半径）の弧状輪郭の軌道に対して負荷されると

き、接点での法線方向の圧力分布は楕円形となり、最高圧力は、曲率の中心線上に生じ、また、圧力分布は、この直線を中心に対称的である（第1図参照）。

実際の球面ころ軸受（対称的な輪郭のころを有するもの）の代表的なクラスでは、設計上の考慮は、最初の接点での輪郭の接觸が、軸受の頂点（円錐転動点）を通ることのないようにする。即ち、接点点が荷重下にあつて、表面の弾性歪みにより、有限の幅の「転動路」を形成した時に、変形した接触輪郭が二点  $H_1$ 、 $H_2$  でのみ頂点からの直線に交差可能となるようにする（第2図参照）。軸受が運動状態にあるとき、これ等の二点は、一つの表面が他の表面上を真実転動する接触「転動路」の領域を示す。この直線より上の総てのその他の接触領域は、一つの方法へ滑り、この直線より下の領域は、反対方向へ滑る（第3図参照）。滑りは、必然的に、滑りの方向での表面に摩擦力を生じる（第4図参照）。頂点線と、その交差点  $H_1$ 、 $H_2$  との

実際の位置は、接線摩擦合力が零になる如く定められなければならない（ここでは、この平衡状態を僅かに変更することある保持器摩擦とが潤滑剤による等価的な圧搾フィルム摩擦損失等の二次的な考慮は無視する）。第4図では、図式的に、面積  $A$ 、 $O$  の和は、面積  $B$  に等しくなければならない。

便宜上、第4図の滑り摩擦力の大きさは、クーロンの摩擦条件の下にあるものとして、法線接触力に比例して示される。その他の摩擦／法線力の関係も、全体の論議を無効にすることなく仮定可能である。

摩擦力は、並進平衡状態にあるが、 $H_1$ 、 $H_2$  が非対称であるため、接触中心  $O$  のまわりのモーメント平衡は欠如する。この  $O$  のまわりの合成摩擦スピンモーメントの大きさは、第5図に示すように、釣合り面積を差引くことで図式的に評価可能であり、図示の場合では、正味の時計方向モーメントが生じている。場合によつては反対方向への正味スピンモーメントとなること

もあり、ともかく、ころの実際の挙動は、二つの軌道の接触点に生じるスピンモーメント間の差に対する応答である。

上述の説明は、ころの軸心が軌道の軸心と同一平面にあるとしての話である。ここで、不等の摩擦モーメントが生じると、ころの応答は、優勢な接触摩擦モーメントの方向へスキューする。従つて、別の滑り速度は、頂点直線方向へ各接触点で抜がる。そして、これ等の附加的な滑り速度は、滑り摩擦の方向を変更し、ころの主な曲率を平面方向に変化させることになり、接触点での圧力分布、従つて、第4図に示す力の大きさを変更し、従つて、各接触点での正味摩擦モーメントを変更する。摩擦モーメントが等しくかつ反対方向である平衡スキュー角度が存在するか否かは、二つのころの接触点での形状寸法、荷重、潤滑等の条件に依存する。

この型式の通常の軸受は、負のスキュー角度でころ平衡を有するか、または保持器の空所で制限されるころのスキュー姿勢により負の方向

において不安定であるかのいずれかであることが解析で示された。

他のクラスの自動調心ころ軸受は、非対称輪郭のころを使用し、中心線が称呼接触点で頂点直線に対してまさに接線になる様に構成され、従つて、第4図に示すクーロンの滑り摩擦力は、並進的であると共にモーメントが釣り合い、従つて、該接触点にスキューモーメントが生じない。しかしながら、該軸受の形状寸法は、ころの二つの接触点の法線力が同一直線上にあるのを阻止し、従つて、ころの平衡を得るには第三の接触力が必要である。この反力は、第6図に示すように、少くとも一方の軌道または双方の軌道に取付けられるフランジで与えられる。いづれの形態でも、このフランジの接触点は、不可避免的に滑り速度成分を有し、この成分は、ころ端部で接線方向摩擦力を生じ、この摩擦力は、次第に負の方向へころのスキュー運動を与える。この負のスキュー力が、平衡する負のころ姿勢を形成し得るか否かは、軌道接触点に依存する

だけではなく、ころ端部と、係合するフランジとの形状にも依存する。上述の非対称接触点での合成スピンモーメントの欠如は、假定された単純なクーロンの摩擦条件でのみ正しい。一層実際の摩擦力の関係を求めるには、速度の関数となる粘度の項を必要とし、これ等の摩擦関係を考慮すると、解析は、第4図に示す型式の非対称の場合において再度展開され、スキュー運動が生じることを示す。従つて、軸受の非対称のころのクラスでも、望ましくない負のスキュー傾向を有している。

上述では、ころのスキューの原因の概要を説明し、現在の軸受の軸受では、ころの総ての接触点（二つまたは三つのいずれか）からの合成摩擦モーメントが、望ましくない負のころスキューを生じることが示される。しかしながら、いづれの場合でも、一つの接触点には、所望の正の方向の正味スキューモーメントが生ずるから、ケルストロームの特許と同じく、本発明の目的は、平衡した場合にころに所定の小さい正

のスキュー姿勢を与えるように、負のモーメントに対してこの正のスキューモーメントを増大することである。

接触点での摩擦モーメントは、滑り力自体の大きさまたは接触点の中心Oに対するその分布のいずれかで変更することができる。前者は一つの接触点で有効摩擦係数を故意に増大することと主として達成され、後者は、摩擦力を生じる法線接触力を再分配することと主として達成される。本発明の主題は、この後者の解決方法である。

初めに述べたように、接触点での弧状輪郭は、楕円形法線力分布を生じる。こうした制約は、接触面の一つを可変輪郭曲率を有する様にすることで解くことができる。こうした輪郭の最も簡単な例は、楕円であるが、実施の可能性は、単一の曲線に制約されるものではない。実際の制約があるとすれば、局所的な応力集中を防止すると共に製造上の考慮から、傾斜を連続にする（無限曲率の線がないこと）ということが

唯一の制約となる。

応力再分配の観点から、非弧状輪郭は、軌道またはころのいずれかに適用してもよい。全体の軸受性能は、この選択の適当性如何にかかっている。第7図に示す代表的な球面ころ軸受の形状を考察するとこの図では、外側軌道の接触点には、正の方向のスキューモーメントが生じ、内側軌道の接触点には、負の方向のスキューモーメントが生じている（ケルストロームの特許参照）。ころの正のスキューは、外側軌道のモーメントの増大、または内側軌道のモーメントの減少、または両者の組合わせのいずれかで起こる。この軸受では、自動調心特性は、外側軌道が球面であることによる。従つて、この軌道に対して任意に輪郭を変更すると、球面性を阻害すると共に、外輪が使用中に不整合になつた際、ころに対して $8^\circ$ までの位置誤差を生じ得る。

輪郭の調整は、圧力輪郭の幅、従つて、負のスキューモーメントが減少するように内側軌道に行なつてもよい（ケルストロームの特許）。

12図にも描かれているので、ころの大きい楕円率に関連して拡張された「転動軌跡」が接触中心線のまわぎにより大きいスキューモーメントを生じることが認められる。しかしながら、二つの軌道が共通の曲率を有するとすれば、両者の軌道摩擦モーメントは、同一程度に増大され、従つて、この条件のみでは、スキュー制御の目的を達成するのに不十分である。

第13図では、楕円形のころ輪郭に対して負荷される軌道の曲率半径を変更した効果が、接触圧力分布に影響を及ぼすことが示されている。従つて、内側軌道が、外側軌道の球面半径よりも極分大きい曲率半径で作られるとすれば、接触圧力分布の所望の差異が得られ、従つて、ころのスキュー制御が達成される。第13図に明示のように、この解決方法の利点は、内側軌道（常に最も過酷な応力を生じ従つて疲労し易い）の最大応力が、鋭くピークにならず、良好に分布されて維持され、二極大性応力場傾向は、接触点順応性により、応力が本質的に低くなる外

特開昭55-33983 (5)

しかしながら、最高接触圧力は、増加する。また、荷重の方向が変化する際、内側軌道でのころの軸方向位置が変化し、従つて、ころに対する内輪輪郭の位置誤差を導く。

輪郭の変更が本発明のように、ころに対して行われるとすれば、所望のスキューモーメントの平衡は、両接触点、従つて、合成摩擦滑り場での法線力分布を有利に調整してなすことができる。

例示のため、特定の曲率半径を有する弧形軌道に対し、異なる楕円率のころの負荷接触で生じる法線応力分布を考察する（第8図）。曲線1は、等しい軸を有する楕円の特別な場合の円であり、よく見られる楕円圧力分布を生じる。曲線2は、最大曲率半径が接触する軌道のものに等しい楕円の曲線である。この曲線は、中心に平坦な圧力分布を与える。曲線3, 4は、楕円率の増加に従い圧力分布が二極大的に増大していくのを示す。第1図乃至第5図の一連の図を再度参照すると、この形状は、第9図乃至第

側軌道に与えられることである。

上述の例では、圧力輪郭の変更のみを考慮した。勿論、滑り力の並進的な平衡は、同様に考慮されねばならない。転動点 $H_1, H_2$ の位置変化は、比較的小さく實際上の輪郭の変化の範囲内にあるが、それでも、これ等の変位は、夫々の接触点での所望のモーメント調整を増大する傾向がある。

ころが球形の内面に接触するこの例では、ころ輪郭の曲率半径は、ころ端部に向つて減少し、または換言すれば、ころ輪郭の接触傾斜は、楕円の短軸と曲線との交差点近傍となる。第8、第13図の例示された圧力輪郭は、対称的であり、軌道の曲率の中心は、楕円の短軸上に在ると見做される。これは、前提条件ではない。

ころが球の外面に接触する軸受形態では、ころは、砂時計形となり、上述の圧力輪郭の調整は、曲率半径がころ端部に向つて増大するころ輪郭を用いることとなすことができる。この輪郭は、楕円の長軸と、楕円との交差点を調整し

て得られる。

上述のことを念頭におき、本発明の主目的は、最小の摩擦を伴つて作用し最大の使用寿命を有する改良された自動調心ころ軸受を提供することである。

本発明の他の目的は、耐摩耗性でありかつ容易に製造可能で新規な自動調心軸受を提供することである。

更に他の目的として、本発明は、自動調心性態を備えたと共に、軸受の作用の際に非負のスキュー角度をころが取るため、一定の輪郭ではあるが異なる曲率半径の輪郭を有する軌道と協働する可変曲率を有する輪郭を備えるところを具備する独特のころ軸受を提供する。

特に、本発明では、軸受は、内、外側軌道を有する内、外輪を備え、該軌道間に間隔される一連のころは、可変の曲率で、一つの実施例ではころを通り横方向へ延びる基準線から増加しない曲率を有するころ輪郭を備えている。内、外側軌道は、一定の曲率半径を有する輪郭を備

転動体13, 13は保持器17, 17で常時分離され、環状空間16内で円周方向に片寄りしている。

軸受10は自動調心性態を有している。このため外輪13は、内輪11の回転軸心線を通る軸線の周りに旋回し得るようになつている。この目的のため外側軌道12aは、一定の曲率半径R<sub>0</sub>（第21図）を有する輪郭で形成され、内輪11は軌道12, 12が軸受10の回転軸心Aから半径方向に描かれた中心線O<sub>1</sub>に対して対称になるように形成されている。内側軌道12, 12は、その反対側の軸方向端部から軸受の中心線O<sub>1</sub>に向い上方に傾斜していて、この複列自動調心ころ軸受で良く行なわれているように、案内リング18が両端部で相互にころ13, 13を分離する様に、二列のころ13, 13間で内輪11に嵌着されている。

本発明によると、軸受10はころ13, 13と共に、非負のスキュー角度で働くように構成される。

スキュー角度は、軸受の回転軸心を通る平面からのころの回転軸心の偏位角度である。スキュー角度は、正、負または零であり得る。スキュー

特開昭55-33983 (6)

角は、内側軌道輪郭の曲率半径は、外側軌道輪郭の曲率半径よりも大きい。基準線近傍のころ輪郭の曲率半径は、基準線での外側軌道輪郭の曲率半径よりも大きく、基準線の両側における位置では、外側軌道輪郭の曲率半径よりも小さい。これ等の形状寸法の構成の考慮によつて形成される軸受は、自動調心性態を有し、最小の摩擦と、最大の使用寿命とを有し容易に多量生産可能である。

本発明の他の目的、特徴は、添附図面を参照する下記の説明から明瞭になろう。

図面を参照すると、第7図は本発明の一実施例としての軸受10を示している。軸受10は、軌道12, 12を有する内輪11と、軌道12, 12に対面する軌道14を有する外輪13と、内、外の軌道間の環状空間16に回転可能に収められる一連のころないし転動体13, 13とを備えている。また、同図に示らかなように、転動体13, 13は、内外輪11, 13間に一对の軸方向に離隔した列を形成し乍ら端部を対向させるように位置している。

スキュー角度は、軸方向でころに作用する摩擦力の成分が、同一接触点でころに作用する法線方向接触力の軸方向成分に加えられる方向、即ち同方向に向くとき、正であると定義される。上述のケルストロームの特許で説明された下記に明白なように、所定の範囲内の正のスキュー角度にころを位置させて働き得る軸受は、軸受内の全体の摩擦を低減し、軸受の使用寿命を延長するものとなる。

ケルストロームの特許では、外側軌道は、ころの中央に隣接して浅い逃げを有し、内側軌道は、ころの両端に隣接して一對の逃げを有している。このように軌道を変形すると、外側軌道ところとの間には二極大性の圧力分布（第19図）を生じさせると共に、内側軌道ところとの間にはピークのある単一極大性の圧力分布（第20図）を生じさせる。これ等の圧力分布は、ころを正のスキュー角度に旋回する摩擦力のモーメントを形成する。上述のように、複列自動調心球面ころ軸受の様な或る用途では、力関係

は異なる運転条件の下で夫々に変化する。従つて、或る場合には、圧力分布がころを負のスキュー角度にする程度にまで変化する。本発明でも、ころ外形状によつては、上述のものと殆んど同一の二極大性、単一極大性の圧力分布を形成する。しかしながら、相対的圧力分布は、運転条件が変化しても正のスキュー角度を維持するように殆んど同一に保たれる。

本発明の特定の実施例を説明する前に、更に詳細に正、負のスキューを解析しておく。

軸受がそのころを正のスキュー角度にして運転しているとき、軌道面ところ面との間の相対的滑り運動で生じる摩擦力は、転動体と、内、外側軌道との間の荷重領域に拡がる。この現象を理解する補助として第13a図を参照すると、外輪13は、紙面の外方手前、即ち図面を見ている人の方へ移動し、内輪14は、反対に紙面内へ移動し、ころ13は矢印で示す方向へその軸心13aを中心に回転している。従つて、転動体13は外側軌道14との接点では、相対的に紙面内へ後

方の方向に転動するものと見做し得る。しかしながら、ころ13が斜めのため、ころ13の転動運動の方向は、紙面に垂直ではない。むしろ、この転動運動は、ころ13の中線Mで内外輪を通じて描かれる平面から偏位する方向成分を有している。外輪13は、軸受軸心Aを中心とする運動のみをなし得るので、ころ13との接点でのその運動は、紙面に正確に垂直である。この結果外輪14は、中線ないし中心面Mへ方向でころ13の面上を滑らねばならない。この運動は、摩擦力 $F_f$ を生じ、摩擦力 $F_f$ を図示のようにころ13に作用するように示すと、軸受10の軸方向に向く成分 $F_{fA}$ に分解することができる。同様な理由により、同一の大きさであるが反対方向の滑り摩擦力 $-F_f$ は、内輪12との接点でころ13の底部に生じている。

また、外部の軸方向荷重 $P_A$ が外輪13に加わると、等しいが反対の反作用荷重 $-P_A$ が内輪14に加わる。これ等の荷重は、結局、法線方向の力 $F_N$ を外側軌道13を介してころ13に加える様にな

る。第13a図に明示のように、この法線方向力 $F_N$ は、半径方向成分 $F_{NA}$ と、軸方向成分 $F_{Nt}$ とを有している。ここで、この法線力 $F_N$ の軸方向成分 $F_{Nt}$ が、ころ13に作用する摩擦力 $F_f$ の軸方向成分 $F_{fA}$ と同一方向であるとき、ころは、正のスキュー角度にあると定義される。勿論、同様な解析は、外輪13に外部荷重 $P_A$ が右方から加わり、これに反作用するように、内輪14には左方から反作用力 $-P_A$ が加わる場合にも行える。

第15aに示す軸受では、ころ13は、負のスキュー角度を採っている。この場合、外輪13がころ13に対して滑ることにより、そのころが正のスキュー角度にある場合に生まれた、第13a図の軸受への力 $F_{fA}$ に対して反対方向へ滑り摩擦力 $F_{fA}$ を向けさせる。

ころを正のスキュー角度にして運転できる軸受の利点（零と負とのスキュー角度に比し）を理解頂くため、外輪に作用する種々な力の場を示す第13b、第14b、第15b図を参照する。例示の目的で、種々な力は、ころの中心面Mに關

連して説明するが、下記に明らかなように、本発明の軸受では外側軌道に二極大性圧力分布があるため、該個所に厳密に作用するものではない。

ころが零のスキュー角度になつて運転している第14a図示の軸受を初めに考察すると、軸方向外部荷重 $P_A$ は、それに釣合ひように作用する軸方向成分 $-F_{NA}$ を有する法線力 $-F_N$ を生じることが第14b図で認められる。また、法線力 $-F_N$ は、半径方向成分 $-F_{NA}$ を有している。この力の釣合ひは、第14c図に示される。

次に、ころが正のスキュー角度を採つて運転する第13a図に示す本発明の軸受を考慮すると、軸方向外部荷重 $P_A$ は、外輪に作用する法線力 $-F_N$ を生じることが第13b図で判かる。法線力 $-F_N$ は、軸方向と半径方向との成分 $-F_{NA}$ 、 $-F_{Nt}$ を夫々有している。更に、上述の摩擦力 $-F_f$ は、外部荷重成分 $P_A$ の反対方向で外輪に作用する。

軸受での力の釣合ひにおける摩擦力 $-F_f$ は、第13c図に明らかなように、外部荷重ベクトル $P_A$

からベクトルとして差引かれる。法線力ベクトル $-F_N$ の作用線は、法線力ベクトル $-F_N$ （破線で示される）に平行に摩擦力 $-F_r$ の尖端を始点とする。その結果得られる法線力 $-F_N$ （実線で示される）は、零スキュー角度の時にころから外輪に加えられる力よりも著しく小さい。第13a、第14a図を比較されたい。従つて、このように、法線力が小さくなれば、軸受の疲労寿命を伸ばす効果が生れてくる。また、外輪のフープ応力も低減される。第13d、第14d図を比較されたい。

ころが負のスキュー角度となつて運転される軸受では、ころが正または零のスキュー角度を採っている場合に比し、フープ応力も大きくなるし、疲労寿命も短くなつてしまう。これは、第13c、第14c、第15c図を比較すれば理解頂けよう。第15b図に示すように、ころを介して外輪に加えられる摩擦力 $-F_r$ は、軸方向外部荷重 $P_A$ と同一方向へ作用する。従つて、摩擦力 $-F_r$ は、第15c図の軸方向荷重成分 $P_A$ にベクトルの

に加えられる。その結果得られる法線力ベクトル $-F_N$ （実線で示す）は、零スキュー角度時の法線力ベクトル $-F_N$ （破線で示す）よりも著しく大きくなつてしまうのである。当然、軸受の疲労寿命は、短くなつてしまう。また、フープ応力についても第14d、第15d図を比較されたい。

上述の解析は、純スラスト荷重下の軸受に適用される。しかし、純半径方向荷重を受けた場合には、通常の小さい軸受接触角で作られた軸受の場合には、ころが正のスキュー角度を採っている方が零スキュー角度を採っている時よりも僅かに大きい法線力が当該軸受に生じる。負のスキュー角度では、零スキュー角度に比し、僅かに小さい法線接触力が生じる。これは、第13a、第14a、第15a図に夫々示されるころのスキュー角度に対応する半径方向荷重をうける軸受での力を示す第16b、第17b、第18b図を参照することで理解されよう。

しかし乍ら、軸方向荷重の軸受とは異なり、

純半径方向荷重下の軸受は、その外輪に著しいフープ応力を有していない。むしろ、該軸受の外輪は、ころの各列に対応する外輪の半分の部分間で軸方向への内部応力を有している。正と、零と負とのころのスキュー条件に対し、外部荷重の内部力と内部応力とに対するこの関係は、第16a、第17a、第18a図の線図に示される。

第16b、第17b、第18b図に明らかなように、純半径方向荷重は、外輪の半分の部分間にくるスキュー角度に依存して変化する軸方向応力 $F_{RA}$ を生じる。例えば、第17b図（零スキュー角度）に示すように、軸方向応力は、ベクトル $F_{RA}$ で示される所定の大きさのものである。同様な軸方向応力 $F_{RA}$ は、ころの正のスキュー角度で生じる摩擦力 $-F_r$ に基づく第16b図では大きく、これと対照的に、同様な軸方向応力 $F_{RA}$ は、ころの負のスキュー角度で生じる摩擦力 $-F_r$ に基づく第18b図では小さい。第16b、第17b、第18b図を比較することにより、正のスキュー条件での法線力 $-F_N$ の大きさは、零のスキュー

条件でのものよりも僅かに大きく、負のスキュー条件での法線力 $-F_N$ は、零のスキュー条件でのものよりも僅かに小さいことになる。従つて、純半径方向荷重に対しては、ころを正のスキュー角度にすることによる利点は、純軸方向荷重に対する既述の利点のように著しいものとしては得られない。

一般に、軸受での外部荷重が半径方向と軸方向との荷重成分の組合わせであるとき、ころを正のスキュー角度にした軸受の作用は、軸方向荷重成分で主として生じる法線接触力を低減するが軸方向応力は低減しないことになる。しかしながら、最も一般的な複列球面ころ軸受では、接触角度（ころ軸心の軸受軸心に対する傾斜の角度）が小さく、半径方向荷重成分に対する軸方向荷重成分の比が約1:5以上となるため、法線力の低下効果が支配的になり、軸方向応力の増加という欠点を補なつて余りある。

以上、本発明の広い一般的な概念を説明したが、以下では好適な実施例としてのころ輪郭を



有する特定の軸受に説明を施す。本発明によると、ころは所定の可変な不定曲率の輪郭で形成され、内側、外側軌道は、一定半径の曲率で形成される。

第21図では、本発明のこの実施例を軸受に対する幾何学的関係を著しく拡大し、簡単化して示しているが、外側軌道12は、一定の曲率半径 $R_0$ を有し、内側軌道13は、一定の曲率半径 $R_i$ を有している。曲率半径 $R_i$ は、曲率半径 $R_0$ よりも大きい。各ころ12は、可変曲率を有する輪郭となっており、この曲率は、この場合には、ころ12の長さ方向の中心での半径方向直線で示す基準線Mから離れると増大している。

この実施例では、ころ12の輪郭の可変曲率は、少なくとも二つの異なる大きさの半径を有している。一つの曲率半径 $R_{r2}$ は、ころの端部付近、つまり基準線Mの外方のころ輪郭の部分に適用される。曲率半径 $R_{r2}$ は、ころ基準線Mから等距離に位置する個所 $X_1$ 、 $X_2$ で半径 $R_{r1}$ の曲率に変えられる。曲率半径 $R_{r1}$ は、内側軌道輪郭の

曲率半径 $R_i$ よりも小さいが、外側軌道輪郭の曲率半径 $R_0$ よりも大きくなっている。一方、曲率半径 $R_{r2}$ は、外側軌道の曲率半径 $R_0$ よりも小さい。換言すれば、内側軌道輪郭の曲率半径 $R_i$ は、ころの長さに沿ういづれの個所（ころ基準線Mにおける領域を含む）でのころの曲率半径よりも大きいが、外側軌道輪郭の曲率半径 $R_0$ は、基準線Mでのころ輪郭の曲率半径 $R_{r1}$ より小さいが、ころの端部付近のころ輪郭の曲率半径 $R_{r2}$ よりも大きくなっている。これは、次の幾何学的関係で表わし得る。

$$I \quad R_i > R_{r1} > R_0$$

$$II \quad R_{r2} < R_0$$

これ等の条件は、ころ基準線Mにその短軸を有する楕円の弧で形成される輪郭を備えるころによつて満足される。

異なるころ輪郭の半径は、点 $X_1$ 、 $X_2$ での相互の接線部において共通の接線を有している。換言すれば、ころの輪郭は、それに沿う任意の個所に両半径部分が途切れて離断となる部分（曲

率半径が零の直線）も、また、両半径部分が重なった部分を結ぶ部分（ほぼ $R_{r1}$ に似た小さい曲率半径の領域）もないことを特徴とする。

第21図に示すころは、ころ12の両端部近傍の輪郭の曲率半径 $R_{r1}$ が、ころ基準線M付近の曲率半径 $R_{r1}$ よりも小さいため、率は段階的に大きくはなっていない輪郭の例である。この実施例では、ころ基準線Mはころ12の長さ方向の中心に位置し、ころ12は基準線Mに対して対称的である。従つて、ころ12は対称的に中高にされていると定義してもよい。

上述の対称的な輪郭のころに対し、用途によつては、非対称的な輪郭のころが好ましい場合がある。非対称輪郭のころを有する軸受でのころと軌道との輪郭の一例は、第22図に示される。該図に明示のように、ころ12は、三つの異なる曲率半径 $R_{r1}$ 、 $R_{r2}$ 、 $R_{r3}$ を有する可変曲率を備えている。基準線Mは、ころ12の左端よりころ12の右端により近く位置している。半径 $R_{r1}$ は、基準線Mの左の位置 $X_1$ で半径 $R_{r2}$ に

なり、基準線Mの右の位置 $X_2$ で半径 $R_{r3}$ になつている。位置 $X_1$ は位置 $X_2$ よりも基準線Mから隔たつている。図示のように、半径 $R_{r1}$ は、半径 $R_{r2}$ 、 $R_{r3}$ よりも大きい。勿論、内側、外側軌道112、114の輪郭の上述の関係は、この非対称輪郭のころ軸受でも同じである。

上述の幾何学的関係I、IIにより、本発明の両実施例では、ころ輪郭は、一定に規格化した比率： $\frac{B1(X=0)}{R_i} < 1$ で軽荷重の下においてころ中線ないし基準線M（ $X=0$ ）で内側軌道輪郭に接触し、この比は、多くの球面ころ軸受にあつて約0.98である。ころと内側軌道との接触点での荷重が増大するとき、圧力が、ころ輪郭に沿い所定の態様で分布することは公知である。例えば、一定曲率の軌道と、ころとの間では、ヘルツ圧力分布は、下記の等式で表示可能なXの楕円関数である。

$$I \quad \left( \frac{P(X)}{P(0)} \right)^2 + \left( \frac{X}{1L/2} \right)^2 = 1$$

ここに、 $P(X)$ は、接触中心から距離Xにおける

圧力であり、 $P(0)$ は、接触中心での圧力であり、 $X$ は、接触中心からの距離であり、 $1/2$ は、接触中心からころの端部への距離である。本発明では、ころ輪郭の曲率半径は、 $X$ が増加するにつれて減少するので、ころ材料は距離 $X$ がころ中線から離れるにつれ、漸増する比率で除去されていくものと見ることができ（ころは直径が小さくなる）。従つて、等式Ⅰで示されるころと、軌道との接触点に存在するよりも、 $X$ の漸増に従い急激な圧力の低下がおこる。この結果、内側軌道での圧力分布は、ヘルツのものよりも大きいピークを有している。第20a、第20b図を参照されたい。

幾何学的関係Ⅰ、Ⅱによると、ころ輪郭は、軽荷重では、 $X=0$ で外側軌道に接触しない。これは、 $X=0$ では、 $\frac{R_{r1}}{R_o} > 1$ であるからであるが、逆数の $\frac{R_o}{R_{r1}} < 1$ であるため、逆クラウン作用が存在する。しかしながら、位置 $X_1$ 、 $X_2$ では、軽荷重下で外側軌道に接しており、これ等の位置では、次の比率が存在する。

$$\frac{R(X_1)}{R_o} < 1, \quad \frac{R(X_2)}{R_o} < 1$$

この比率は、多くの球面ころ軸受で約0.98の所定の値を有している。従つて、荷重が増加するに従い、位置 $X_1$ 、 $X_2$ の周囲の接触面積は、増大して $X=0$ の周囲に伸び、接触中心の両側に生じる一対の圧力レベルのために二極大性と言えらる圧力分布を形成する。第19a、第19b図を参照されたい。

上述に鑑み、本発明の軸受では、ころ輪郭の外側軌道との関係は、外輪の軸心が軸受の軸心と同心状でなくても、同一に維持されることが明瞭である。従つて、軸受は、内、外輪が共通軸心のまわりに回転しないときでも、非負のスキュー角度のそのところと共に作用する。その上、ころ輪郭を可変曲率を有するように製造するため、内輪は、通常の方法により、一定曲率半径として良く、容易に製造可能である。

本発明の好適実施例は、対称的な輪郭のころを有する球面ころ軸受に関して詳細に説明され

だが、種々な変形、変更は、本特許請求の範囲記載の本発明の思想から外れない限り自由である。また例えば、本発明は、内輪軌道が球形である球面ころ軸受の他の型式は勿論、リエア軸受に対しても実施できる。

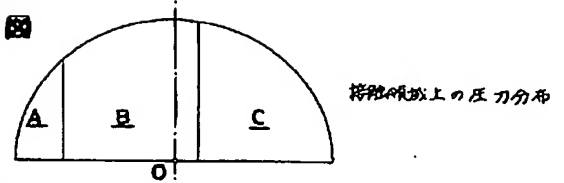
#### 4. 図面の簡単な説明

第1図はころの圧力分布の説明図、第2図は球面ころ軸受の角度的に方向性がある負荷時のころの純転動点を示す説明図、第3、第4、第5図は荷重の下で角度的な方向性のあるところにおける一般的な滑りのパターンと摩擦力との説明図、第6図はころへのフランチ反力と軌道の力とを示す第2図と同様な説明図、第7図は代表的な複列球面ころ軸受の断面図、第8図は特定の曲率半径を有する弧状軌道と、異なる楕円率を有するところとの負荷時の接触で生じる法線応力分布の説明図、第9図乃至第12図はころの楕円率が増大した際の接触中心線のまわりの大きなスキューモーメントを示す夫々第1、第3、第4、第5図と同様な説明図、第13図は特に接

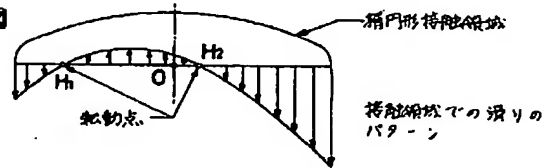
触圧力分布に影響する楕円形ころ輪郭に対して軌道の曲率半径を変更した効果の説明図、第13a、第14a、第15a図は夫々正と、零と負とのスキュー角度に位置するところによつて作用する軸方向に負荷された軸受に生じる特定の力の略図的な説明図、第13b、第14b、第15b図は同上の軸受に夫々生じる力の関係を示す単純化された力の場の説明図、第13c、第14c、第15c図は夫々正と、零と負とのころのスキュー角度の第13a、第14a、第15a図の軸受の作用効果を比較する単一ころの負荷の下にある外輪の一部に対する力の平衡を示す単純化されたベクトル図、第13d、第14d、第15d図は第13c、第14c、第15c図の力 $F_{xa}$ に対して反作用を与える夫々第13a、第14a、第15a図に示す軸受の外輪のフープ応力の相対的な大きさを現わす説明図、第16a、第17a、第18a図は純半径方向荷重の下で軸受に生じる力の関係を示す第13b、第14b、第15b図と同様な単純化された力の場の説明図、第16b、第17b、第18b図は

夫々正と、零と、負とのスキュー角度の同上の軸受の作用の効果を比較する単純化されたベクトル図、第19a、第19b図は本発明の適用を示すために選定されたころ軸受形態の外輪の接触点での二極大性圧力分布の図式的な説明図、第20a、第20b図は本発明の適用を示すために選定されたころ軸受形態の内輪の接触点でのピークのある一極大性の圧力分布の図式的な説明図、第21、第22図は本発明の実施例の軸受に現われる特定の形状寸法関係の説明図で、図中、10は軸受、11、13は内、外輪、12、14は内、外側軌道、15はころ、15aはころの軸心、16は内、外輪間の環状空間、Mはころの中継、 $R_i$ 、 $R_o$ は内、外側軌道の曲率半径、 $R_{r1}$ はころの中央部の曲率半径、 $R_{r2}$ 、 $R_{r3}$ はころの端部の曲率半径、Aは軸受の軸心、 $F_{TA}$ は摩擦力の軸方向成分、 $F_{NA}$ は法線力の軸方向成分を示す。

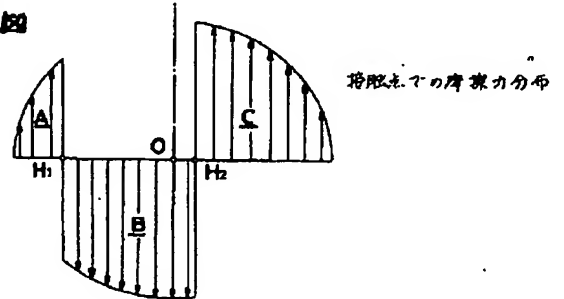
第1図



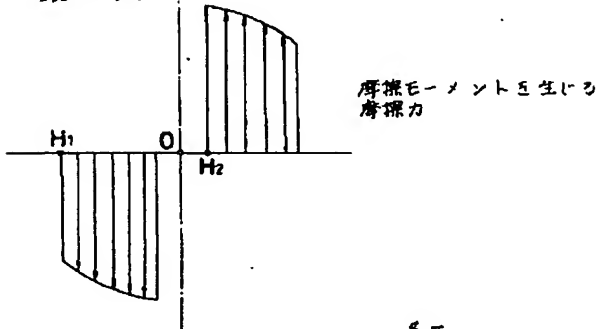
第3図



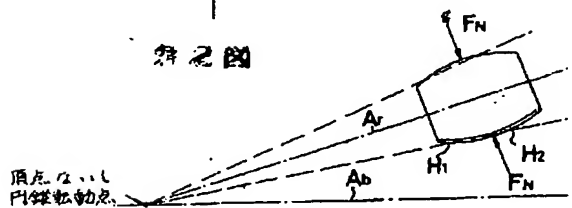
第4図



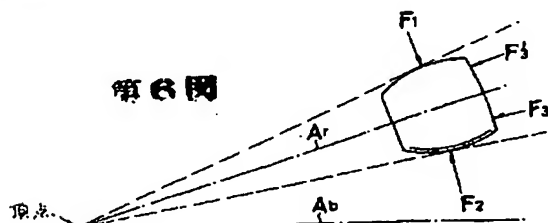
第5図



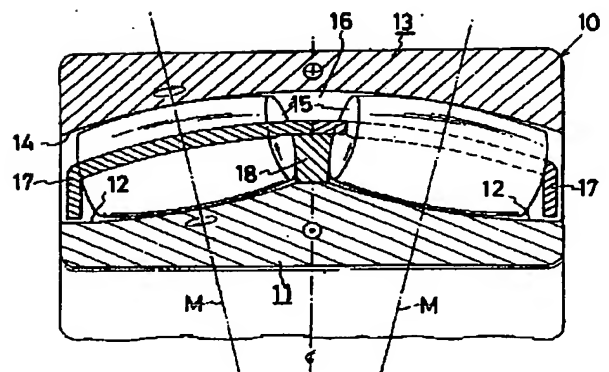
第2図



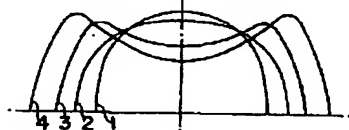
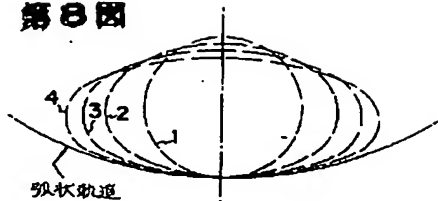
第6図



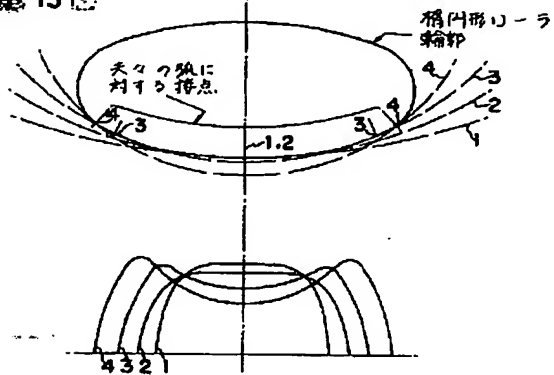
第7図



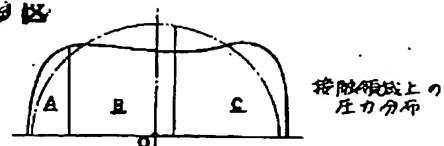
第8図



第13図



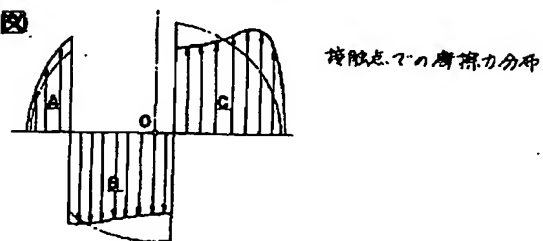
第9図



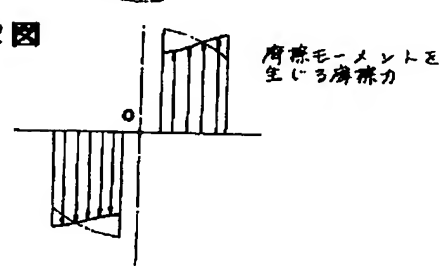
第10図



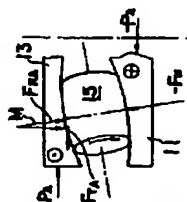
第11図



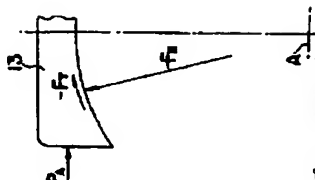
第12図



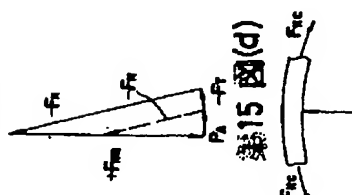
第15図(a)



第15図(b)



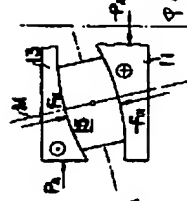
第15図(c)



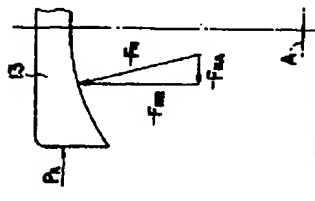
第15図(d)



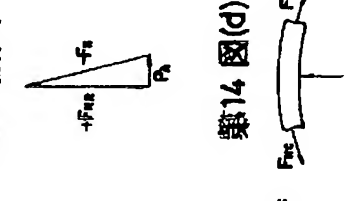
第14図(a)



第14図(b)



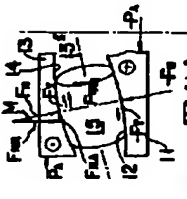
第14図(c)



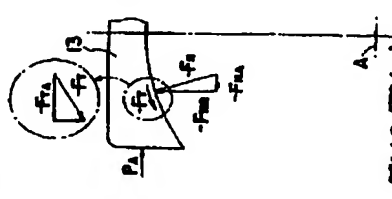
第14図(d)



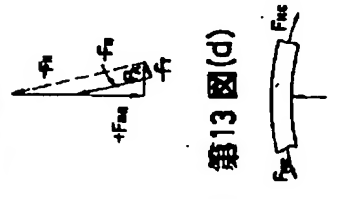
第13図(a)



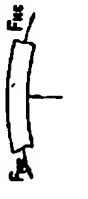
第13図(b)



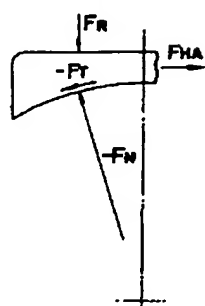
第13図(c)



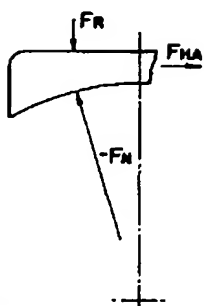
第13図(d)



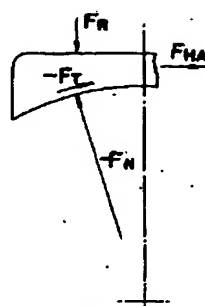
第16図(a)



第17図(a)



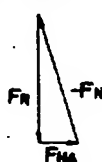
第18図(a)



第16図(b)



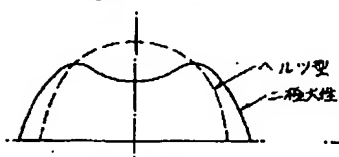
第17図(b)



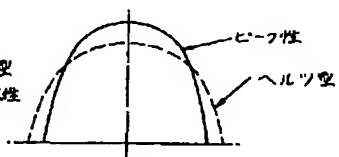
第18図(b)



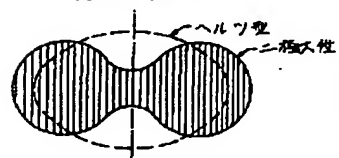
第19図(a)



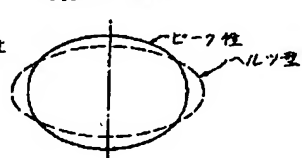
第20図(a)



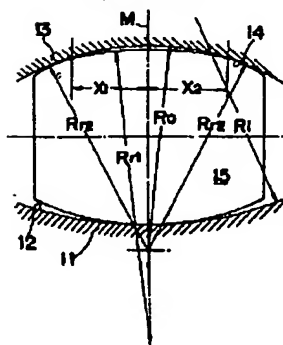
第19図(b)



第20図(b)



第21図



第22図

